

ANTRIEBSSTRANG UND VERFAHREN ZUM STEUERN UND REGELN EINES ANTRIEBSSTRANGES

5 Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang eines Fahrzeugs mit wenigstens zwei antreibbaren Fahrzeugachsen und mit einem zwischen einer Antriebsmaschine und den Fahrzeugachsen angeordneten Hauptgetriebe und ein Verfahren zum Steuern und Regeln eines derartigen Antriebsstranges gemäß 10 den Merkmalen des Oberbegriffes des Patentanspruches 10.

In aus der Praxis bekannten Antriebssträngen von Fahrzeugen wird ein von einer Antriebsmaschine erzeugtes Antriebsmoment bedarfsgerecht über ein Getriebe zu den Antriebsrädern geleitet. Sind Fahrzeuge, wie Allrad-PKWs oder 15 Allrad-LKWs, mit mehreren angetriebenen Achsen ausgeführt, wird die Leistung der Antriebsmaschine im Antriebsstrang eines derartigen Fahrzeugs auf die einzelnen Antriebsachsen und die verschiedenen Antriebsräder verteilt.

20 Die vorbeschriebene Leistungsverteilung erfolgt im allgemeinen mit sogenannten Differentialgetrieben, wobei Längsdifferentialgetriebe in Fahrtrichtung gesehen zur Längsverteilung der Antriebsleistung der Antriebsmaschine 25 auf mehrere angetriebene Fahrzeugachsen eingesetzt werden. Sogenannte Querdifferentiale bzw. Ausgleichsgetriebe sind in Bezug auf die Fahrtrichtung eines Fahrzeugs für eine Querverteilung der Antriebsleistung auf Antriebsräder einer Fahrzeugachse vorgesehen.

30 Die in der Praxis herkömmlich verwendeten Bauarten von Differentialgetrieben sind sogenannte Kegelraddifferenziale, Stirnraddifferenziale in Planetenbauweise oder auch

Schneckenraddifferentiale. Insbesondere Stirnraddifferentiale werden wegen der Möglichkeit zur unsymmetrischen Momentenverteilung meist als Längsdifferentiale eingesetzt. Kegelraddifferentiale sind mittlerweile für einen Querausgleich bei Fahrzeugen Standard. Schneckenraddifferentiale werden sowohl zur Längsverteilung als auch für eine Querverteilung eingesetzt.

Bei derartigen aus der Praxis bekannten differentialgesteuerten Allradantrieben bzw. Allradsystemen erfolgt die 10 Momentenverteilung auf die Vorder- und die Hinterachse durch ein Planetenrad- oder ein Kegelradifferential. Mit Planetenraddifferentialen ist das Antriebsmoment durch Wahl 15 der Übersetzung beliebig auf die beiden Antriebsachsen bzw. Fahrzeugachsen verteilbar. Gängige Momentenaufteilungen zwischen Vorder- und Hinterachse liegen bei 50% : 50% bis 33% : 66%. Bei Kegelraddifferentialen liegt die Momentenverteilung fest bei 50% : 50%. Durch die Wahl eines festen 20 Momentenverhältnisses zwischen Vorder- und Hinterachse ist die Zugkraftaufteilung nur für einen Punkt, den Auslegungspunkt, ideal.

Das Antriebsmoment wird also nicht proportional zu der dem momentanen Fahrzustand entsprechenden Achslast aufgeteilt. Sollen bei hohem Schlupf die Traktionsreserven vollständig ausgenutzt werden, was theoretisch nur bei variabler 25 Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse möglich ist, kann das Längsdifferential gebremst oder gesperrt werden. Durch eine mit zunehmender Drehzahldifferenz kontinuierlich einsetzende Sperrwirkung, wie beispielsweise 30 mittels einer Viskosperre, wird dabei das Fahrverhalten nicht negativ beeinflusst, und dauerhafte Verspannungen im

Antriebsstrang, wie sie bei formschlüssigen Sperren auftreten, werden vermieden.

Darüber hinaus sind sogenannte kupplungsgesteuerte
5 Allradantriebe bekannt, bei welchen Kupplungen, wie beispielsweise Lamellenkupplungen, mit von außen einstellbarem Kupplungsmoment eingesetzt werden. Dabei kann das Kupplungsmoment entsprechend dem momentanen Fahrzustand des Fahrzeugs gewählt werden. Auf diese Weise ist es möglich,
10 die Momentenaufteilung zwischen Vorder- und Hinterachse an die dynamischen Achslaständerungen, also abhängig von Beschleunigung, Steigung, Beladung usw., anzupassen.

Weiters sind Mischformen, d. h. sogenannte differentielle-
15 al- und kupplungsgesteuerte Systeme, bekannt, bei welchen der Allradantrieb über eine elektronisch schaltbare Lamellenkupplung und/oder ein sperrbares Differential realisiert ist.

Nachteilig dabei ist jedoch, dass eine variable Momen-
tenverteilung im Antriebsstrang durch einen Schlupfbetrieb
der Kupplungen erreicht wird, was eine Wirkungsgradver-
schlechterung eines solchen Antriebsstranges zur Folge hat.
20

Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, einen Antriebsstrang und ein Verfahren zum Steuern und Regeln eines Antriebsstranges zur Verfügung zu stellen, mit welchen eine einfache, bedarfsgerechte und wirkungsgradoptimierte Verteilung eines Antriebsmomentes auf mehrere Antriebsachsen durchführbar ist.
25
30

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe mit einem Antriebsstrang gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 1 und einem

Verfahren zum Steuern und Regeln eines Antriebsstranges gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 10 gelöst.

Mit dem erfindungsgemäßen Antriebsstrang eines Fahrzeugs, der mit wenigstens zwei antreibbaren Fahrzeugachsen und mit einem Hauptgetriebe zwischen einer Antriebsmaschine und den Fahrzeugachsen zum Darstellen von verschiedenen Übersetzungen ausgeführt ist, und der jeweils in den Längsantriebssträngen zwischen dem Hauptgetriebe und den Fahrzeugachsen eine steuer- und regelbare reibschlüssige Kupplung aufweist, deren Übertragungsfähigkeit jeweils über eine Aktuatorik einstellbar ist, ist ein Antriebsmoment der Antriebsmaschine zwischen den antreibbaren Fahrzeugachsen in Abhängigkeit der variierbaren Übertragungsfähigkeiten der Kupplungen verteilbar, wobei jeweils eine der Kupplungen zum variablen Verteilen des Antriebsmomentes zwischen den antreibbaren Fahrzeugachsen schlupfend betreibbar ist, während eine weitere Kupplung in einem synchronen Zustand haltbar ist.

Dadurch wird erreicht, dass die Verlustleistung des kupplungsgesteuerten Allradantriebes eines Fahrzeuges immer nur in einer der Kupplungen der Längsantriebsstränge auftritt, während die andere Kupplung verlustfrei in einem synchronen Zustand betrieben wird.

Mit dem erfindungsgemäßen Verfahren zum Steuern und Regeln eines Antriebsstranges, bei welchem zur Verteilung eines Antriebsmomentes zwischen den antreibbaren Fahrzeugachsen die Übertragungsfähigkeiten der beiden Kupplungen derart eingestellt werden, dass eine der Kupplungen der Längsantriebsstränge in einem synchronen Zustand betrieben wird, während die andere Kupplung schlupfend betrieben

wird, ist der Wirkungsgrad des Antriebsstranges auf einfache Art und Weise verbesserbar. Dazu wird die Übertragungsfähigkeit der Kupplung, die schlupfend betrieben wird, zwischen einem unteren Grenzwert und einem oberen Grenzwert,
5 der einem synchronen Zustand der zweiten Kupplung entspricht, variiert. Hierbei ist das Antriebsmoment in beliebigen Verhältnissen, d. h. mit Verteilungsgraden des Antriebsmomentes zwischen 0 % und 100%, zwischen den antreibbaren Fahrzeugachsen bedarfsgerecht und wirkungsgradoptimal verteilt.
10

Weitere Vorteile und vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Patentansprüchen und den unter Bezugnahme auf die Zeichnung prinzipiell beschriebenen Ausführungsbeispielen.
15

Es zeigt:

Fig.1 eine stark schematisierte Darstellung eines erfindungsgemäßen Antriebsstranges eines Fahrzeuges;
20

Fig.2 eine grafische Darstellung eines Zusammenhangs zwischen den Übertragungsfähigkeiten der Kupplungen des Antriebsstranges gemäß Fig. 1 und einem Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen zwei antreibbaren Fahrzeugachsen des Antriebsstranges;
25

Fig.3 eine Prinzipskizze einer ersten Ausführungsform einer Aktuatorik zum Einstellen der Übertragungsfähigkeiten der beiden Kupplungen aus Fig. 1;
30

Fig.4 eine zweite Ausführungsform der Aktuatorik zur Einstellung der Übertragungsfähigkeiten der Kupplungen aus Fig. 1;

5

Fig.5 ein drittes Ausführungsbeispiel der Aktuatorik des erfindungsgemäßen Antriebsstrangs;

10 Fig.6 ein vierter Ausführungsbeispiel der Aktuatorik, wobei jeweils eine Kupplung von einem Antriebsaggregat antreibbar ist; und

15 Fig.7 ein fünftes Ausführungsbeispiel der Aktuatorik des erfindungsgemäßen Antriebsstranges.

Fig. 1 zeigt einen Antriebsstrang 1 eines allradgetriebenen Fahrzeugs in einer stark schematisierten Darstellung. Der Antriebsstrang 1 umfaßt ein Antriebsaggregat bzw. eine Brennkraftmaschine 2 und ein Hauptgetriebe 3, welches jedes an sich aus der Praxis bekannte Getriebe sein kann.

25 Zwischen dem Hauptgetriebe 3, welches zur Darstellung unterschiedlicher Übersetzungen vorgesehen ist, und zwei antreibbaren Fahrzeugachsen 4, 5 des Fahrzeugs, die in bekannter Weise auf jeder Fahrzeugseite mit wenigstens einem Antriebsrad 6, 7 verbunden sind, sind zwei Kupplungen k_HA und k_VA in Längsantriebssträngen 1_HA und 1_VA angeordnet, d. h. zwischen dem Hauptgetriebe 3 und Einrichtungen 8, 9 zum Ausgleichen von Differenzdrehzahlen zwischen den Antriebsrädern 6 der Fahrzeugachse 4 und den Antriebsrädern 7 der Fahrzeugachse 5, welche Einrichtungen 8, 9 vorliegend als an sich bekannte Querverteilergetriebe ausgeführt sind. Des Weiteren wird der den Antriebsachsen 4

30

und 5 jeweils zugeführte Teil des Antriebsmomentes über die Einrichtungen 8, 9 zu den Antriebsrädern 6 und 7 weitergeleitet und zwischen den Antriebsrädern 6 bzw. 7 der betreffenden Antriebsachse 4 bzw. 5 bedarfsgerecht verteilt.

5

Die beiden Querverteilergetriebe 8 und 9 bieten die Möglichkeit, die Antriebsräder 6 und 7 der Antriebsachsen 4 und 5 unabhängig voneinander entsprechend den verschiedenen Weglängen der linken bzw. rechten Fahrspur mit unterschiedlichen Drehzahlen anzutreiben, wodurch das Antriebsmoment symmetrisch und somit giermomentenfrei zwischen zwei Antriebsrädern 6 bzw. 7 einer Antriebsachse 4 bzw. 5 verteilbar ist.

15

Die beiden Kupplungen k_{HA} und k_{VA} sind vorliegend als steuer- und regelbare reibschlüssige Lamellenkupplungen ausgeführt, deren Übertragungsfähigkeit jeweils über eine in Fig. 3 bis Fig. 7 in verschiedenen Ausführungen dargestellte Aktuatorik 10 einstellbar ist und die im Bereich eines Getriebeausgangs eines in Fig. 1 lediglich schematisch dargestellten Verteilergetriebes 11 angeordnet sind. Mit den Kupplung k_{HA} und k_{VA} besteht die Möglichkeit, ein Antriebsmoment der Antriebsmaschine 2 bzw. Getriebeausgangsmoment des Hauptgetriebes 3 variabel und bedarfsgerecht zwischen den beiden antreibbaren Fahrzeugachsen 4, 5 zu verteilen.

20

25

Die Ansteuerung der beiden Kupplungen k_{HA} und k_{VA} sowie die daraus resultierende Verteilung des anliegenden Antriebsmomentes auf die beiden Fahrzeugachsen 4 und 5 wird anhand der Darstellung in Fig. 2 näher erläutert.

Fig. 2 zeigt drei stark schematisierte Verläufe, wovon ein erster Verlauf gk_{VA} einen Verlauf einer Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} zwischen einem unteren Grenzwert $W(u)$ und einem oberen Grenzwert $W(o)$ darstellt.
5 Ein weiterer Verlauf gk_{HA} stellt den Verlauf der Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_{HA} dar, der mit dem Verlauf gk_{VA} der ersten Kupplung k_{VA} korrespondiert. Ein dritter Verlauf gvt stellt den Verlauf eines Verteilungsgrades des Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeugachsen 4 und 5 graphisch dar, wobei die Fahrzeugachse 4 vorliegend die Vorderachse (VA) und die Fahrzeugachse 5 die Hinterachse (HA) eines Allradfahrzeuges darstellt.
10

15 Im Punkt I, in welchem die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} dem unteren Grenzwert $W(u)$ entspricht, wird über die erste Kupplung k_{VA} im wesentlichen kein Drehmoment übertragen. Gleichzeitig ist die Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_{HA} auf den oberen Grenzwert $W(o)$ eingestellt, bei dem sich die zweite Kupplung k_{HA} in 20 einem synchronen Zustand befindet und zwischen den beiden Kupplungshälften der zweiten Kupplung k_{HA} kein Schlupf auftritt. In diesem Betriebszustand der beiden Kupplungen k_{VA} und k_{HA} wird das gesamte Antriebsmoment der Antriebmaschine 2 auf die Hinterachse 5 geführt.
25

30 Im Bereich zwischen dem Punkt I und einem zweiten Punkt II des Diagramms gemäß Fig. 2 wird die Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_{HA} derart gesteuert und geregelt eingestellt, dass die Kupplung k_{HA} in ihrem synchronen Zustand verbleibt. Gleichzeitig wird die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} von ihrem unteren Grenzwert $W(u)$, bei dem sie kein Drehmoment überträgt, in Richtung des oberen Grenzwertes $W(o)$ der Übertragungsfähig-

keit verändert, bei welchem sich die erste Kupplung k_{VA} ebenfalls in ihrem synchronen Zustand befindet. Das bedeutet, dass die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} im Bereich zwischen dem Punkt I und dem Punkt II stetig angehoben wird. Dies hat zur Folge, dass sich der Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeugachsen 4 und 5 ändert, da mit steigender Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} ein zunehmender Teil des Antriebsmomentes auf die vordere Fahrzeugachse 4 geführt wird.

Bei Vorliegen des Betriebszustandes des Antriebsstranges 1, der dem Punkt II des Diagramms gemäß Fig. 2 entspricht und bei dem sich beide Kupplungen k_{VA} und k_{HA} in synchronem Zustand befinden, liegt ein definierter Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeugachsen 4 und 5 vor.

In einem Bereich zwischen dem zweiten Punkt II und einem dritten Punkt III des Diagramms gemäß Fig. 2 wird die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} derart geregelt und gesteuert eingestellt, dass die erste Kupplung k_{VA} in ihrem Synchronzustand gehalten wird. Gleichzeitig wird die Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_{HA} ausgehend von dem oberen Grenzwert $W(o)$ der Übertragungsfähigkeit, bei welchem die zweite Kupplung k_{HA} synchron ist, stetig in Richtung des unteren Grenzwertes $W(u)$ der Übertragungsfähigkeit reduziert, bei dem die zweite Kupplung k_{HA} im Wesentlichen kein Drehmoment mehr in Richtung der hinteren Fahrzeugachse 5 überträgt.

Wie der Fig. 2 zu entnehmen ist, steigt der Verlauf gvt des Verteilungsgrades des Antriebsmomentes zwischen den

Fahrzeugachsen 4 und 5 mit zunehmender Reduzierung der Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_{HA} bis hin zu seinem maximalen Wert im Punkt III an, bei dem das Antriebsmoment vollständig auf die Vorderachse 4 übertragen wird.

5

Mittels der beiden steuer- und regelbaren Kupplungen k_{HA} und k_{VA} besteht die Möglichkeit, das Antriebsmoment der Brennkraftmaschine 2 bzw. das Getriebeausgangsmoment des Hauptgetriebes 3 bedarfsgerecht, stufenlos und wirkungsgradoptimiert zwischen den Fahrzeugachsen 4 und 5 zu verteilen. Eine Verbesserung des Wirkungsgrades wird durch die vorbeschriebene erfindungsgemäße Vorgehensweise bei der Steuerung und Regelung der beiden Kupplungen erreicht, da stets eine der beiden Kupplungen k_{VA} bzw. k_{HA} schlupffrei betrieben wird, während die andere Kupplung k_{HA} bzw. k_{VA} mit einer mit der betriebssituationsabhängigen Antriebsleistungsverteilung im Antriebsstrang korrespondierenden Differenzdrehzahl betrieben wird. Mittels dieser Betriebsstrategie lassen sich die Reibungsverluste mit allen Vorteilen eines kupplungsgesteuerten Allradantriebes minimieren.

Des Weiteren besteht durch den Einsatz der beiden steuer- und regelbaren Kupplungen k_{VA} , k_{HA} im Verteilergetriebe 11 vorteilhafterweise die Möglichkeit, das Hauptgetriebe 3 ohne ein separates Anfahrelement, wie beispielsweise einen hydrodynamischen Drehmomentwandler oder eine reibschlüssige Anfahrkupplung, auszuführen oder ein Anfahrelement als zusätzliches Bauelement in den Antriebsstrang integrieren zu müssen, da entweder eine der beiden Kupplungen k_{VA} bzw. k_{HA} oder beide Kupplungen k_{VA} und k_{HA} die Funktion eines Anfahrelementes übernehmen können.

Ist das Hauptgetriebe 3 beispielsweise als ein stufenloses Getriebe mit einem Kettenvariator ausgeführt, besteht vorteilhafterweise die Möglichkeit, den Variator bei stehendem Fahrzeug in seine Anfahrübersetzung zu verstellen, 5 da der stehende Abtrieb des Fahrzeuges bei geöffneten Kupplungen k_{VA} und k_{HA} von dem Hauptgetriebe 3 getrennt ist.

Darüber hinaus ist aufgrund der erfindungsgemäßen Ausgestaltung des Antriebsstranges 1 mit den zwei Kupplungen 10 k_{VA} und k_{HA} eine optimale Beeinflussung der Fahrdynamik, der Traktion sowie der Stabilität eines mit dem erfindungsgemäßen Antriebsstranges ausgeführten Fahrzeuges gewährleistet, und der Antriebsstrang ist zudem im Vergleich zu aus der Praxis bekannten Lösungen mit einem geringeren Gewicht 15 ausführbar.

In Fig. 3 bis Fig. 7 sind fünf Ausführungsbeispiele der in Fig. 1 lediglich schematisiert dargestellten Aktuatorik 10 zum Steuern und Regeln der beiden Kupplungen k_{VA} und k_{HA} dargestellt, wobei in der Beschreibung zu Fig. 3 20 bis Fig. 7 für bau- und funktionsgleiche Bauteile der Übersichtlichkeit halber dieselben Bezugszeichen verwendet werden.

Bei den in Fig. 3 bis Fig. 6 dargestellten Ausführungsbeispielen der Aktuatorik 10 werden die beiden Kupplungen k_{HA} und k_{VA} jeweils gleichzeitig von einem einzigen Aktuator 12 angesteuert, wohingegen die Kupplungen k_{VA} und k_{HA} bei der in Fig. 7 dargestellten Ausführungsform 25 der Aktuatorik jeweils von separaten Aktuatoren 12A und 12B angesteuert werden.

Bezug nehmend auf Fig. 3 ist die Aktuatorik 10 mit einem Elektromotor als Aktuator 12 ausgeführt, dessen rotatorische Antriebsbewegung mittels einer Wandlereinrichtung 13 in eine lineare Betätigungsbewegung für die Kupplungen k_{VA} und k_{HA} umwandelbar ist. Die Wandlereinrichtung 13 weist zwei miteinander wirkverbundene Kugelgewindetriebe 14 und 15 auf, wobei die Wirkverbindung der beiden Kugelgewindetriebe 14 und 15 dadurch ausgebildet ist, dass die Kugelgewindetriebe 14 und 15 eine gemeinsame, in axialer Richtung festgelegte und von dem Elektromotor 12 rotatorisch antreibbare Mutter 16 aufweisen, die über Kugelgewinde 14A und 15A mit Spindeln 14B und 15B in Wirkverbindung steht. Die Spindeln 14B und 15B der Kugelgewindetriebe 14, 15 sind derart mit gehäusefesten Bauteilen 17 drehfest verbunden und in axialer Richtung der Mutter 16 derart verschieblich ausgeführt, dass eine Rotation der Mutter 16 jeweils eine in axialer Richtung einer Antriebswelle 20 gerichtete translatorische Bewegung der Spindeln 14B und 15B zur Folge hat.

Die vorliegend als Lamellenkupplungen ausgeführten Kupplungen k_{VA} und k_{HA} bzw. deren Lamellenpakete 18 und 19 sind in Abhängigkeit einer axialen Position der Spindeln 14B und 15B der Kugelgewindetriebe 14 und 15 geöffnet oder in Reibeingriff. Dabei sind Innenlamellen 18A und 19A der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} mit der Antriebswelle 20, über welche das Getriebeausgangsmoment des Hauptgetriebes 2 an den Kupplungen k_{VA} und k_{HA} ansteht, drehfest verbunden. Außenlamellen 18B bzw. 19B der Kupplungen k_{VA} bzw. k_{HA} sind wiederum mit der Vorderachse 4 oder der Hinterachse 5 verbunden.

Unter Berücksichtigung der zu Fig. 2 beschriebenen Steuerung und Regelung der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} ist die in axialer Richtung erfolgende Verstellung der Spindeln 14B und 15B der Kugelgewindetriebe 14 und 15 in Abhängigkeit 5 der von dem Elektromotor 12 ausgehenden Rotationsrichtung der Mutter 16 jeweils zueinander entgegengesetzt.

Das bedeutet, dass bei einer ersten Drehrichtung des Elektromotors 12 - beispielsweise nach rechts, bei der die 10 Spindel 14B in Richtung des Lamellenpaketes 18 der ersten Kupplung k_{VA} verstellt wird, und ausgehend von einem Betriebszustand der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} , der dem Zustand in Punkt I des Diagramms gemäß Fig. 2 entspricht, die Übertragungsfähigkeit der Kupplung k_{VA} angehoben wird.

Gleichzeitig wird die Spindel 15B von dem Lamellenpaket 19 der zweiten Kupplung k_{HA} , die synchron ist, in die gleiche Richtung wie die Spindel 14B verstellt. Dabei ändert sich zunächst an dem synchronen Zustand der zweiten 15 Kupplung k_{HA} nichts. Steuert der Elektromotor 12 die Mutter 16 weiterhin mit der vorgenannten Drehrichtung an, wird die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung k_{VA} solange erhöht, bis die erste Kupplung k_{VA} ebenfalls ihren synchronen Zustand erreicht. Gleichzeitig wird der Anpressdruck, welcher von der Spindel 15B auf das Lamellenpaket 19 der zweiten Kupplung k_{HA} aufgebracht wird, stetig reduziert, wobei die zweite Kupplung k_{HA} bis zum Punkt II des 20 Diagramms der Fig. 2 in ihrem synchronen Zustand verbleibt, da der Anpressdruck der Spindel 15B auf das Lamellenpaket 25 19 der zweiten Kupplung k_{HA} nach wie vor ausreicht, um ein Schlupfen bzw. eine Differenzdrehzahl zwischen den Innenlamellen 19A und den Außenlamellen 19B des Lamellenpakets 19 der zweiten Kupplung k_{HA} zu vermeiden.

Wird die Mutter 16 weiter in der vorbeschriebenen Art und Weise mit der gleichen Drehrichtung von dem Elektromotor 12 angesteuert und werden die Spindeln 14B und 15B zunehmend in Richtung des Lamellenpaketes 18 der ersten Kupplung k_{VA} translatorisch verschoben, geht die zweiten Kupplung k_{HA} in einen Schlupfbetrieb über, während die erste Kupplung k_{VA} sich in synchronem Zustand befindet. Die dabei vorliegenden Übertragungsfähigkeiten der beiden Kupplungen sind durch die Verläufe gk_{VA} und gk_{HA} in Fig. 2 zwischen dem Punkt II und dem Punkt III graphisch dargestellt.

Das bedeutet, dass die Übertragungsfähigkeit der Kupplung k_{HA} mit zunehmendem Verstellweg der der zweiten Kupplung k_{HA} zugeordneten Spindel 15B derart reduziert wird, dass diese in einen Schlupfbetrieb übergeht. Gleichzeitig wird der Anpressdruck und die Übertragungsfähigkeit der Kupplung k_{VA} durch die fortschreitende translatorische Bewegung der der ersten Kupplung k_{VA} zugeordneten Spindel 14B in Richtung des Lamellenpaketes 18 erhöht. In Abhängigkeit der Reduzierung der Übertragungsfähigkeit der zweiten Kupplung k_{HA} steigt der Betrag des Antriebsmomentes an, der auf die Vorderachse 4 geführt wird, bis das Antriebsmoment vollständig auf die Vorderachse geführt wird. Letztgenannter Fall entspricht den Betriebszuständen der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} in Punkt III des Diagramms gemäß Fig. 2.

Fig. 4 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Aktuatorik 10, wobei die Wandlerseinrichtung 13 gemäß Fig. 4 im Vergleich zu der Wandlerseinrichtung 13 gemäß Fig. 3 mit einer einzigen Spindel 22 und zwei separaten Muttern 16A und 16B ausgeführt ist. Die einteilig ausgeführte Spindel

22 ist an dem gehäusefesten Bauteil 17 rotatorisch und translatorisch festgelegt, und die Muttern 16A und 16B sind über die Kugelgewinde 14A und 15A drehbar und in axialer Richtung der Antriebswelle 20 verschiebbar mit der Spindel 5 22 wirkverbunden.

Die Muttern 16A und 16B werden in der gleichen Art und Weise wie die in Fig. 3 gezeigten Spindeln 14B und 15B durch die rotatorische Antriebsleistung des Elektromotors 10 12 auf die Lamellenpakete 18 und 19 zu oder von diesen weg bewegt, wobei zwischen den Lamellenpaketen 18 und 19 der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} und den Muttern 16A und 16B in der gleichen Art und Weise wie zwischen den Spindeln 14B und 15B der Kugelgewindetriebe 14 und 15 gemäß Fig. 3 und den 15 Lamellenpaketen 18 und 19 jeweils Axialnadellager 23A und 23B sowie Federeinrichtungen 24A und 24B vorgesehen sind.

Die Axialnadellager 23A und 23B sind zum verlustärmeren Ausgleich von Differenzdrehzahlen zwischen den Spindeln 14B und 15B bzw. den Muttern 16A und 16B und den Lamellenpaketen 18 und 19 sowie zum Übertragen der Anpresskräfte der Wandlerseinrichtung 13 auf die Lamellenpakete 18 und 19 vorgesehen. Die Federeinrichtungen 24A und 24B stellen vorliegend jeweils ein geeignetes Mittel dar, die Anpresskräfte der Wandlerseinrichtung 19 in geeigneter Art und Weise 25 auf die Lamellenpakete 18 und 19 aufbringen zu können.

Bei der in Fig. 5 dargestellten Ausführungsform der Aktuatorik 10 sind die Kupplungen k_{VA} und k_{HA} koaxial 30 zueinander angeordnet und die Kupplung k_{HA} ist in die Kupplung k_{VA} integriert. Diese Anordnung der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} führt zu einer geringeren axialen Baulänge des Verteilergetriebes 11 des Antriebsstranges 1 im Bereich

der beiden Kupplungen k_{VA} und k_{HA} als die in Fig. 3 und Fig. 4 dargestellte Anordnung der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} .

Die Wandlerseinrichtung 13 der Aktuatorik 10 gemäß Fig. 5 ist nur mit einem Kugelgewindetrieb 25 ausgeführt, der eine gehäuseseitig festgelegte Spindel 25C und eine von dem Elektromotor 12 rotatorisch antreibbare und in Richtung der Antriebsachse 20 translatorisch verschiebbare Mutter 25B umfasst, wobei die Spindel 25C und die Mutter 25B über ein Kugelgewinde 25A wirkverbunden sind. Die Antriebswelle 20 ist vorliegend mit einem Innenlamellenträger 18C des Lamellenpaketes 18 der Kupplung k_{VA} sowie einem Außenlamellenträger 19C des Lamellenpaketes 19 der Kupplung k_{HA} verbunden.

Des Weiteren ist die Aktuatorik 10 mit einem Federsystem 26 ausgeführt, mittels welchem in Abhängigkeit einer translatorischen Bewegung der Mutter 25B des Kugelgewindetriebes 25 die zu Fig. 2 beschriebene Steuerung und Regelung der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} mit nur einem translatorisch bewegbaren Bauteil 27 durchführbar ist.

Das Federsystem 26 weist zwischen dem Bauteil 27, welches an der Mutter 25B bzw. an einem weiteren Axialnadellagger 28 anliegt, und den Innenlamellen 18A bzw. den Außenlamellen 18B des Lamellenpaketes 18 der ersten Kupplung k_{VA} , zwischen dem Bauteil 27 und dem Innenlamellenträger 18C des Lamellenpaketes 18 der ersten Kupplung k_{VA} sowie zwischen dem Bauteil 27 und den Innenlamellen 19A bzw. den Außenlamellen 19B des Lamellenpaketes 19 der zweiten Kupplung k_{HA} jeweils als Tellerfedern ausgebildete Federn 26A, 26B, 26C auf. Die Tellerfedern 26A, 26B und 26C sind dabei derart angeordnet, dass eine translatorische Bewegung der Mutter

25B in Richtung der Lamellenpakete 18 und 19 der Kupplungen k_VA und k_HA eine Erhöhung des Anpressdruckes des Lamellenpaketes 18 der Kupplung k_VA und eine gleichzeitige Reduzierung des Anpressdruckes des Lamellenpaketes 19 der
5 Kupplung k_HA zur Folge hat. Wird die Mutter 25B des Kugelgewindetriebes 25 von den Lamellenpaketen 18 und 19 der Kupplungen k_VA und k_HA wegbewegt, wird der Anpressdruck auf das Lamellenpaket 18 der ersten Kupplung k_VA reduziert und der Anpressdruck auf das Lamellenpaket 19 der zweiten
10 Kupplung k_HA vergrößert.

In Fig. 6 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel der Aktuatorik 10 dargestellt, bei dem die Übertragungsfähigkeiten der Kupplungen k_VA und k_HA durch eine auf der Antriebswelle 20 verschiebbar angeordnete Schiebehülse 29 steuer- und regelbar sind. Zwischen der Schiebehülse 29 und den Lamellenpaketen 18 und 19 der Kupplungen k_VA und k_HA ist jeweils wiederum ein Federsystem 26 mit Federn 26A, 26B und 26C angeordnet. Die Anpresskraft, welche in Abhängigkeit einer axialen Position der Schiebehülse 29 von dem Federsystem 26 jeweils auf die Lamellenpakete 18 und 19 der Kupplungen k_VA und k_HA aufgebracht wird, wird von den Federn 26A bis 26C in geeigneter Art und Weise übertragen.
15
20

25 In die Schiebehülse 29 greift ein Stellhebelteil 30 ein, das in die durch den Doppelpfeil in Fig. 6 dargestellten Richtungen translatorisch von dem Aktuator 12 betätigbar ist. Der Aktuator 12, welcher in Fig. 6 lediglich stark schematisiert dargestellt ist, ist vorliegend als Elektromotor ausgeführt. Der rotatorische Antrieb des Elektromotors 12 wird zur Betätigung der Kupplungen k_VA und k_HA über einen nicht näher dargestellten Kugelgewindetrieb auf das Stellhebelteil 30 übertragen.
30

Zwischen einem Anschlag 31 und der Schiebehülse 29 ist die Feder 26C vorgesehen. Die Feder 26C sorgt bei einem Ausfall der Aktuatorik 10 dafür, dass das Antriebsmoment wenigstens auf eine der beiden Fahrzeugachsen 4 oder 5 übertragen wird und eine Fahrt in die nächste Werkstatt ohne Allradantrieb möglich ist. Dabei sind die Federkräfte der Federn 26A bis 26C derart aufeinander abgestimmt, dass das Lamellenpaket 19 der zweiten Kupplung k_{HA} bei einem Ausfall der Aktuatorik 10 über die Schiebehülse 29 mit einer derartigen Anpresskraft beaufschlagt wird, dass das Antriebsmoment über die Kupplung k_{HA} auf die Hinterachse 5 des Fahrzeugs bzw. des Antriebsstranges 1 geführt wird. Die Kupplung k_{VA} ist dabei geöffnet, und es wird kein Moment auf die Vorderachse 4 übertragen.

Selbstverständlich liegt es im Ermessen des Fachmannes, die Federkräfte der Federn 26A, 26B und 26C derart aufeinander abzustimmen, dass bei einem Ausfall der Aktuatorik 10 die Kupplungen k_{VA} und k_{HA} derart betätigt werden, dass das Getriebeausgangsmoment des Hauptgetriebes 3 in einem bestimmten Verhältnis, d. h. mit einem bestimmten Verteilungsgrad zwischen der Vorderachse 4 und der Hinterachse 5, auf die beiden Fahrzeugachsen 4 und 5 verteilt wird.

Bezug nehmend auf Fig. 7 ist eine weitere Ausführungsform der Aktuatorik 10 dargestellt, bei der zum Betätigen der Kupplung k_{VA} und k_{HA} zwei Aktuatoren 12A, 12B vorgesehen sind. Die Aktuatoren 12A und 12B treiben jeweils die getrennt ausgeführten Kugelgewindetriebe 33 und 34 zur Betätigung der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} an. Die Ansteuerung der Aktuatoren 12A und 12B ist derart miteinander gekop-

pelt, dass jeweils eine Betätigung der einen Kupplung k_{VA} bzw. k_{HA} mit der Betätigung der anderen Kupplung k_{HA} bzw. k_{VA} korrespondiert. Die Betätigung der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} ist derart, dass die Übertragungsfähigkeit der Kupplung k_{VA} oder der Kupplung k_{HA} variiert wird, während die Übertragungsfähigkeit der anderen Kupplung k_{VA} bzw. k_{HA} konstant auf einem Wert gehalten wird, der einen synchronen Zustand dieser Kupplung k_{HA} bzw. k_{VA} bewirkt.

Die Muttern 33A und 33B der Kugelgewindetriebe 33 und 34 sind auf der Antriebswelle 20 translatorisch fixiert und drehbar mit den Elektromotoren 12A und 12B verbunden, wobei eine Rotation der Muttern 33A und 34A über Kugelgewinde 33B und 34B auf Spindeln 33C und 34C der Kugelgewindetriebe 33 und 34 übertragen wird. Die Spindeln 33C und 34C sind gehäuseseitig rotatorisch fixiert und zur Betätigung der Kupplungen k_{VA} und k_{HA} in axialer Richtung der Antriebswelle 20 translatorisch verschieblich auf der Antriebswelle 20 angeordnet.

Bezugszeichenliste

- 1 Antriebsstrang
2 Antriebsmaschine
5 3 Hauptgetriebe
4 antreibbare Fahrzeugachse, Vorderachse
5 Antreibbare Fahrzeugachse, Hinterachse
6 Antriebsrad
7 Antriebsrad
10 8 Querverteilergetriebe
9 Querverteilergetriebe
10 Aktuatorik
11 Verteilergetriebe
12 Aktuator
15 12A,B Aktuator
13 Wandlereinrichtung
14 Kugelgewindetrieb
14A Kugelgewinde
14B Spindel
20 15 Kugelgewindetrieb
15A Kugelgewinde
15B Spindel
16 Mutter
16A,B Mutter
25 17 gehäusefestes Bauteil
18 Lamellenpaket
18A Innenlamellen
18B Außenlamellen
18C Innenlamellenträger
30 19 Lamellenpaket
19A Innenlamellen
19B Außenlamellen
19C Außenlamellenträger

20	Antriebswelle
22	Spindel
23A, B	Axialnadellager
24A, B	Federeinrichtung
5 25	Kugelgewindetrieb
25A	Kugelgewinde
25B	Mutter
25C	Spindel
26	Federsystem
10 26A, B, C	Feder
27	Bauteil
28	Axialnadellager
29	Schiebehülse
30	Stellhebelteil
15 31	Anschlag
33	Kugelgewindetrieb
33A	Mutter
33B	Kugelgewinde
33C	Spindel
20 34	Kugelgewindetrieb
34A	Mutter
34B	Kugelgewinde
34C	Spindel
k_VA	erste Kupplung
25 k_HA	zweite Kupplung
l_VA	Längsverteilerantriebsstrang, Vorderachse
l_HA	Längsverteilerantriebsstrang, Hinterachse
gvt	Verlauf des Verteilergrades
gk_VA	Verlauf der Übertragungsfähigkeit der
30	ersten Kupplung
gk_HA	Verlauf der Übertragungsfähigkeit der
	zweiten Kupplung

- W(u) unterer Grenzwert der Übertragungsfähigkeit der Kupplungen
W(o) oberer Grenzwert der Übertragungsfähigkeit der Kupplungen

P a t e n t a n s p r ü c h e

- 5 1. Antriebsstrang (1) eines Fahrzeugs mit wenigstens
zwei antreibbaren Fahrzeugachsen (4, 5), mit einem zwischen
einer Antriebsmaschine (2) und den Fahrzeugachsen (4, 5)
angeordneten Hauptgetriebe (3) zum Darstellen verschiedener
Übersetzungen, und mit jeweils einer steuer- und regelbaren
10 reibschlüssigen Kupplung (k_{VA} , k_{HA}), die zwischen dem
Hauptgetriebe (3) und den Fahrzeugachsen (4, 5) angeordnet
ist und deren Übertragungsfähigkeit jeweils über eine Aktu-
atorik (10) einstellbar ist, wobei ein Antriebsmoment zwi-
schen den antreibbaren Fahrzeugachsen (4, 5) in Abhängig-
15 keit der eingestellten Übertragungsfähigkeiten der Kupplun-
gen (k_{VA} , k_{HA}) verteilbar ist.
- 20 2. Antriebsstrang nach Anspruch 1, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Übertragungsfähigkei-
ten der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) von einem gemeinsamen Aktu-
ator (12) steuer- und regelbar sind.
- 25 3. Antriebsstrang nach Anspruch 1, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Übertragungsfähigkei-
ten der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) von separaten Aktuatoren
(12A, 12B) steuer- und regelbar sind.
- 30 4. Antriebsstrang nach Anspruch 2 oder 3, dadurch
g e k e n n z e i c h n e t , dass der Aktuator (12;
12A, 12B) als ein Elektromotor ausgeführt ist, dessen rota-
torische Antriebsbewegung mittels einer Wandlereinrichtung
(13) in eine translatorische Betätigung für die Kupplungen
(k_{VA} , k_{HA}) umwandelbar ist.

5. Antriebsstrang nach Anspruch 4, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Wandlereinrichtung
(13) zwei miteinander wirkverbundene Kugelgewindetriebe
5 (14, 15; 33, 34). aufweist.

6. Antriebsstrang nach Anspruch 4, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Kugelgewindetriebe
10 (14, 15) eine gemeinsame, in axialer Richtung festgelegte
und von dem Elektromotor (12) rotatorisch antreibbare Mut-
ter (16) sowie jeweils eine Spindel (14B, 15B) aufweisen,
wobei eine Rotation der Mutter (16) jeweils derart mitein-
ander korrespondierende translatorische Bewegungen der
15 Spindeln (14B, 15B) zur Folge hat, dass die Übertragungsfä-
higkeit einer der Kupplungen (k_{VA} bzw. k_{HA}) variiert und
die Übertragungsfähigkeit der jeweils anderen Kupplung
(k_{VA} bzw. k_{HA}) auf einem Wert gehalten wird, der einem
synchronen Zustand dieser Kupplung (k_{VA} bzw. k_{HA}) ent-
spricht.
20

7. Antriebsstrang nach Anspruch 5, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Kugelgewindetriebe
25 (14, 15) eine gemeinsame, in axialer Richtung und rotato-
risch festgelegte Spindel (22) aufweisen, auf der zwei Mut-
tern (16A, 16B) angeordnet sind, welche von dem Elektromo-
tor (12) rotatorisch antreibbar sind und die während einer
Rotation in Abhängigkeit einer Gewindesteigung der Kugelge-
windetriebe (14, 15) eine jeweils derart miteinander kor-
respondierende translatorische Bewegung zur Betätigung der
30 Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) ausführen, dass die Übertragungsfä-
higkeit einer Kupplung (k_{VA} bzw. k_{HA}) variiert und die
Übertragungsfähigkeit der anderen Kupplung (k_{HA} bzw. k_{VA})

auf einem Wert gehalten wird, der einem synchronen Zustand dieser Kupplung (k_{VA} bzw. k_{HA}) entspricht.

8. Antriebsstrang nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Wandlereinrichtung (13) nur einen Kugelgewindetrieb (25) aufweist, wobei zwischen den Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) und dem Kugelgewindetrieb (25) wenigstens ein Federsystem (26) angeordnet ist, mittels welchem bei einer translatorischen Betätigungsbewegung des Kugelgewindetriebs (25) gleichzeitig derart jeweils zueinander entgegengesetzte Betätigungen der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) generierbar sind, dass die Übertragungsfähigkeit einer der Kupplungen (k_{VA} bzw. k_{HA}) variiert und die Übertragungsfähigkeit der jeweils anderen Kupplung (k_{HA} bzw. k_{VA}) auf einem Wert gehalten wird, der einem synchronen Zustand dieser Kupplung (k_{VA} , k_{HA}) entspricht.

9. Antriebsstrang nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Aktuatorik (10) mit jeweils einem Aktuator (12A, 12B) und jeweils einem damit korrespondierenden Kugelgewindetrieb (33, 34) für jede der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) ausgeführt ist, wobei die Ansteuerung der Aktuatoren (12A, 12B) miteinander gekoppelt ist und jeweils eine Betätigung der einen Kupplung (k_{VA}) an die Betätigung der anderen Kupplung (k_{HA}) derart angepasst ist, dass die Übertragungsfähigkeit einer Kupplung (k_{VA} bzw. k_{HA}) variiert und die Übertragungsfähigkeit der anderen Kupplung (k_{HA} bzw. k_{VA}) auf einem Wert gehalten wird, der einem synchronen Zustand dieser Kupplung (k_{HA} bzw. k_{VA}) entspricht.

10. Verfahren zum Steuern und Regeln eines Antriebsstranges (1) gemäß einem der vorstehend genannten Patentan-

sprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur Verteilung eines Antriebsmomentes zwischen den beiden antreibbaren Fahrzeugachsen (4, 5) die Übertragungsfähigkeiten der beiden Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) derart eingesetzt werden, dass eine Kupplung (k_{VA} bzw. k_{HA}) einen synchronen Zustand aufweist und die Übertragungsfähigkeit der anderen Kupplung (k_{HA} bzw. k_{VA}) zwischen einem unteren Grenzwert ($W(u)$) und einem oberen Grenzwert ($W(o)$), der einem synchronen Zustand der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) entspricht, variiert wird.

11. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass bei Vorliegen des unteren Grenzwerts ($W(u)$) der Übertragungsfähigkeit der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) im wesentlichen kein Drehmoment von den Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) übertragen wird und in synchronem Zustand der Kupplungen (k_{VA} , k_{HA}) ein an einer Kupplung (k_{VA} , k_{HA}) anliegendes Antriebsmoment vollständig und wenigstens annähernd verlustfrei übertragen wird.

20 12. Verfahren nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, dass bei Vorliegen einer Übertragungsfähigkeit einer Kupplung (k_{VA} oder k_{HA}), die dem unteren Grenzwert ($W(u)$) entspricht, auf die Fahrzeugachse (4 oder 5), die dieser Kupplung (k_{VA} oder k_{HA}) nachgeschaltet ist, im wesentlichen kein Antriebsmoment geführt wird, und dass das Antriebsmoment der Antriebsmaschine im wesentlichen vollständig auf die der synchronen Kupplung (k_{VA} oder k_{HA}) nachgeschalteten Fahrzeugachse (5 oder 4) geführt wird.

30 13. Verfahren nach einem der Ansprüche 10 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass ein Vertei-

lungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeughachsen (4, 5) in Abhängigkeit der Übertragungsfähigkeit der Kupplung (k_{VA} , k_{HA}) variiert, deren Übertragungsfähigkeit verändert wird.

1 / 7

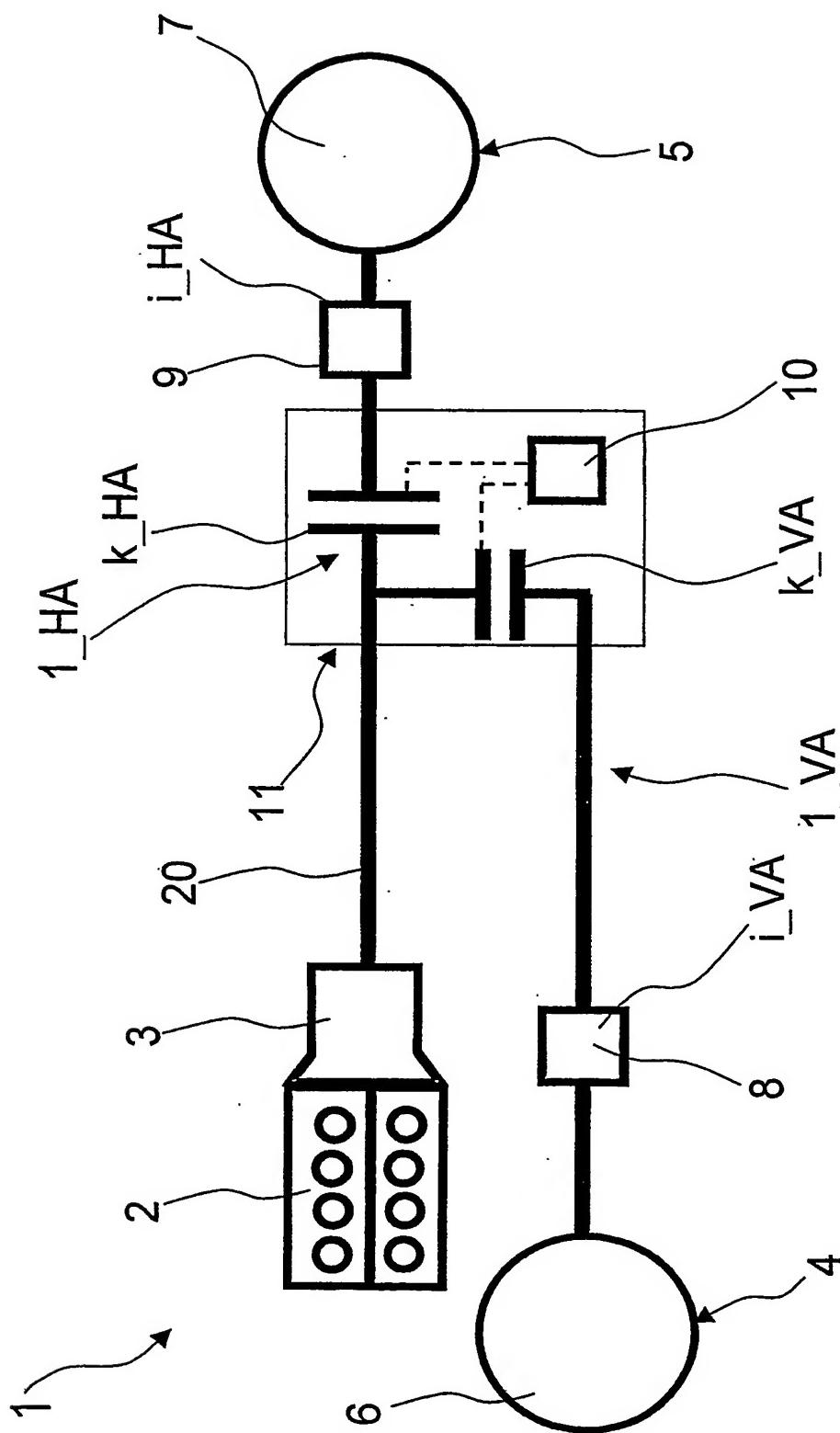


Fig. 1

2 / 7

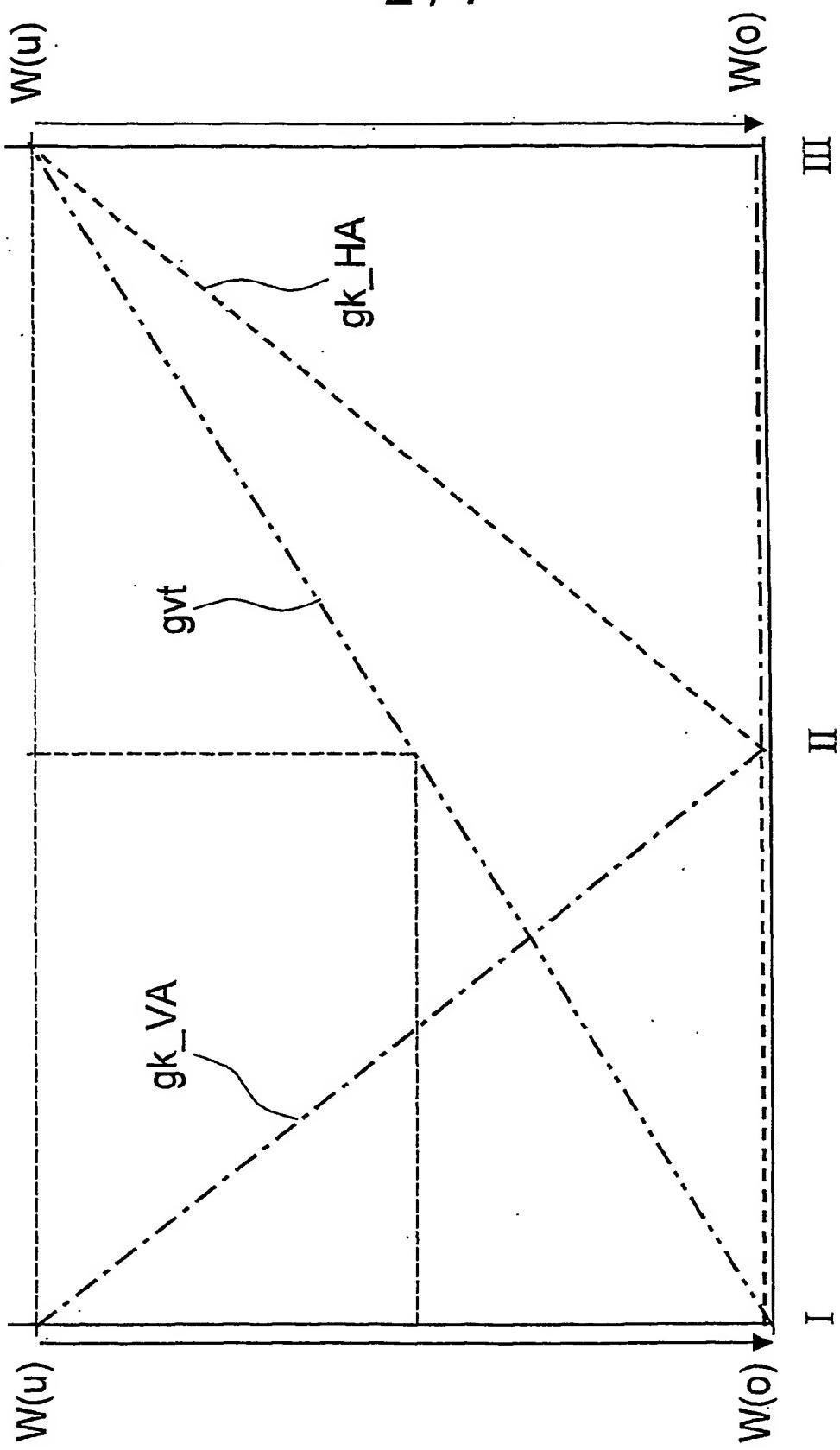


Fig. 2

3 / 7

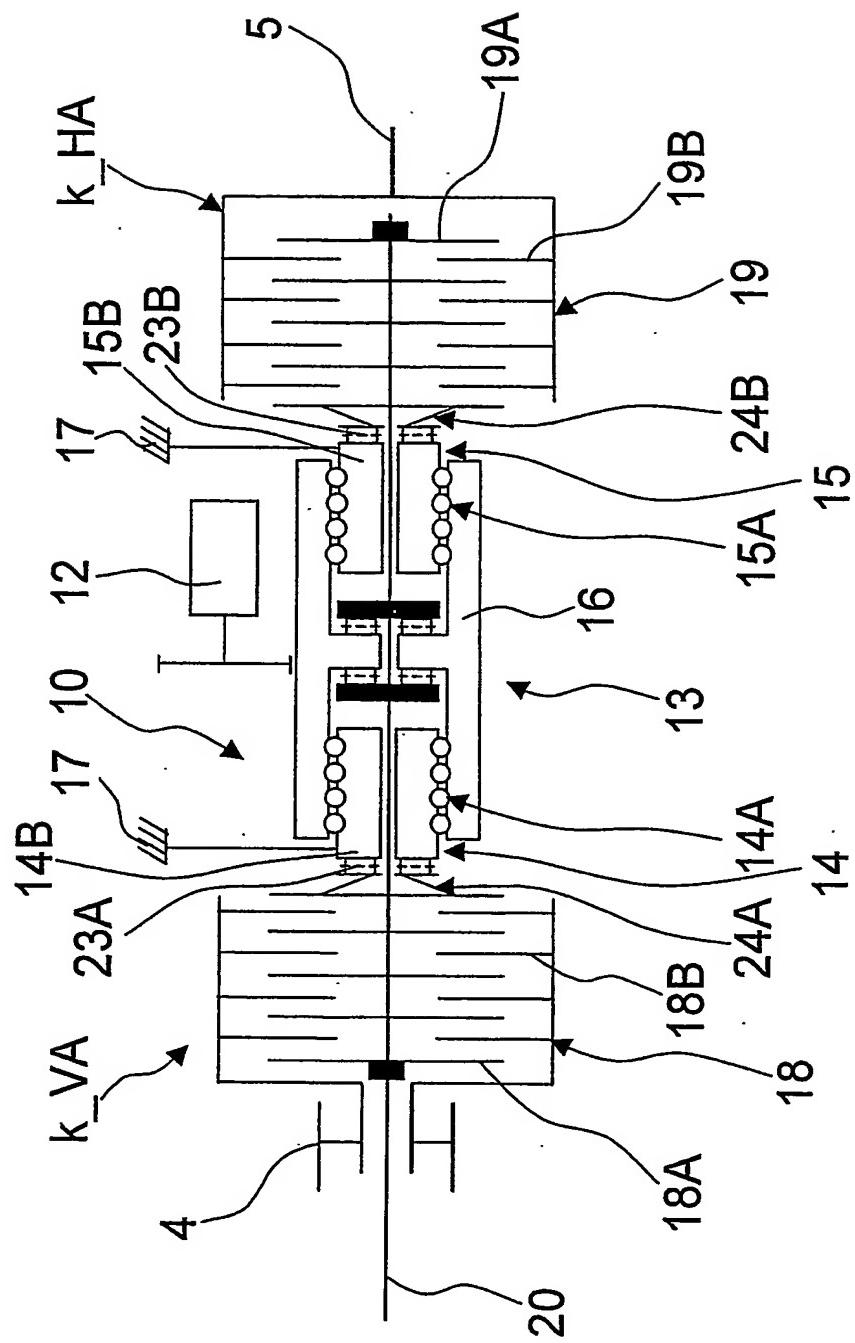


Fig. 3

4 / 7

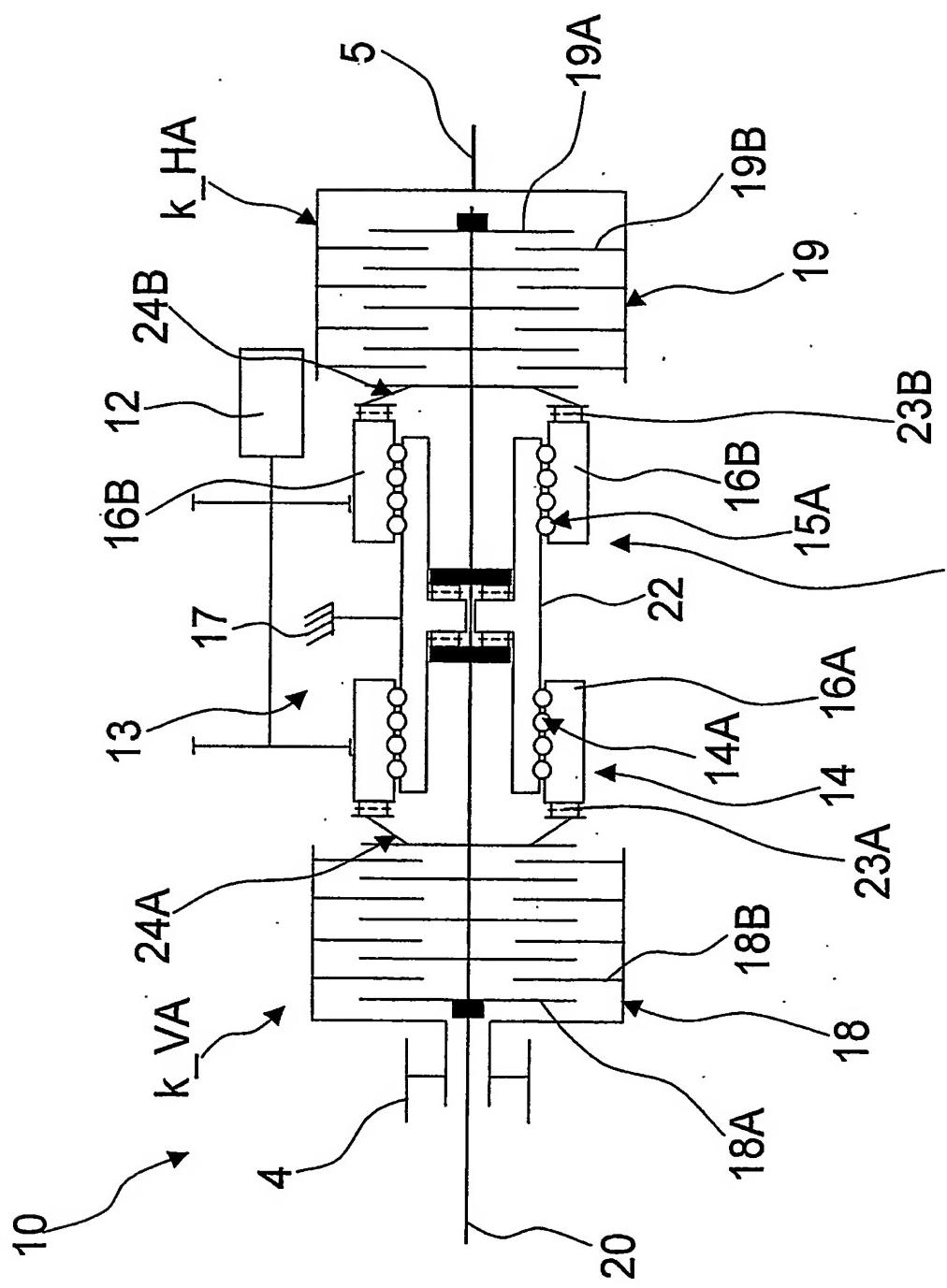
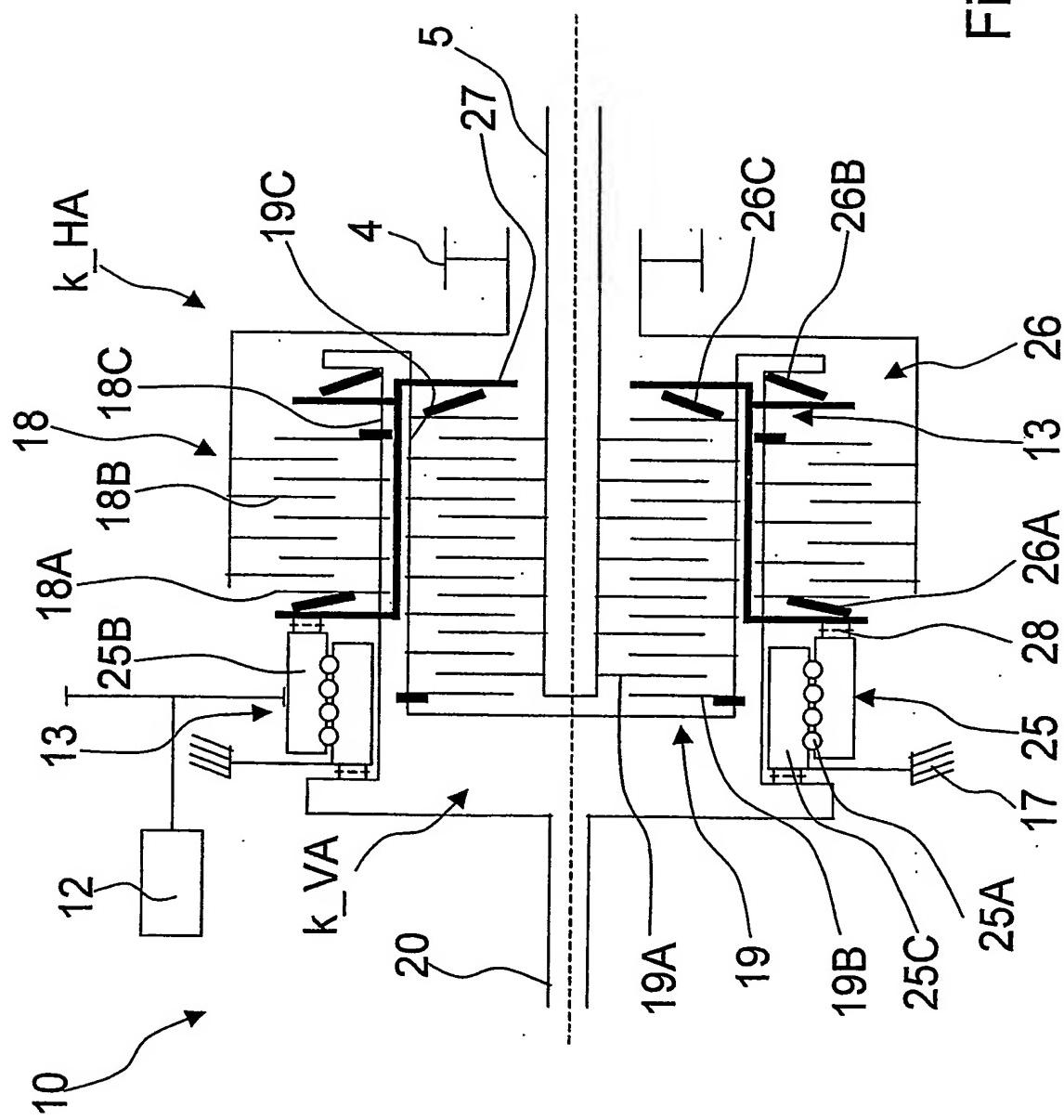


Fig. 4

5 / 7

Fig. 5



6 / 7

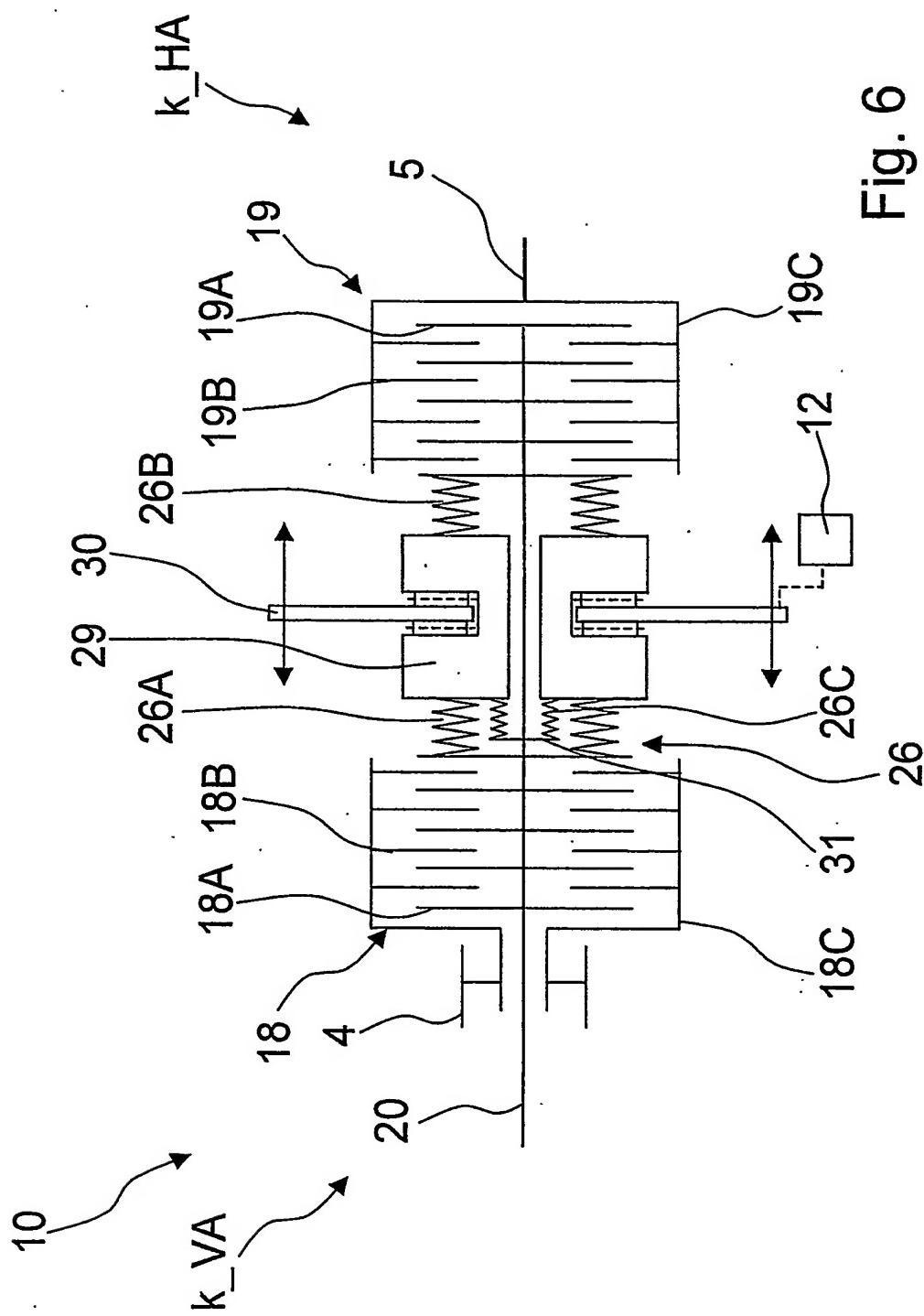


Fig. 6

7 / 7

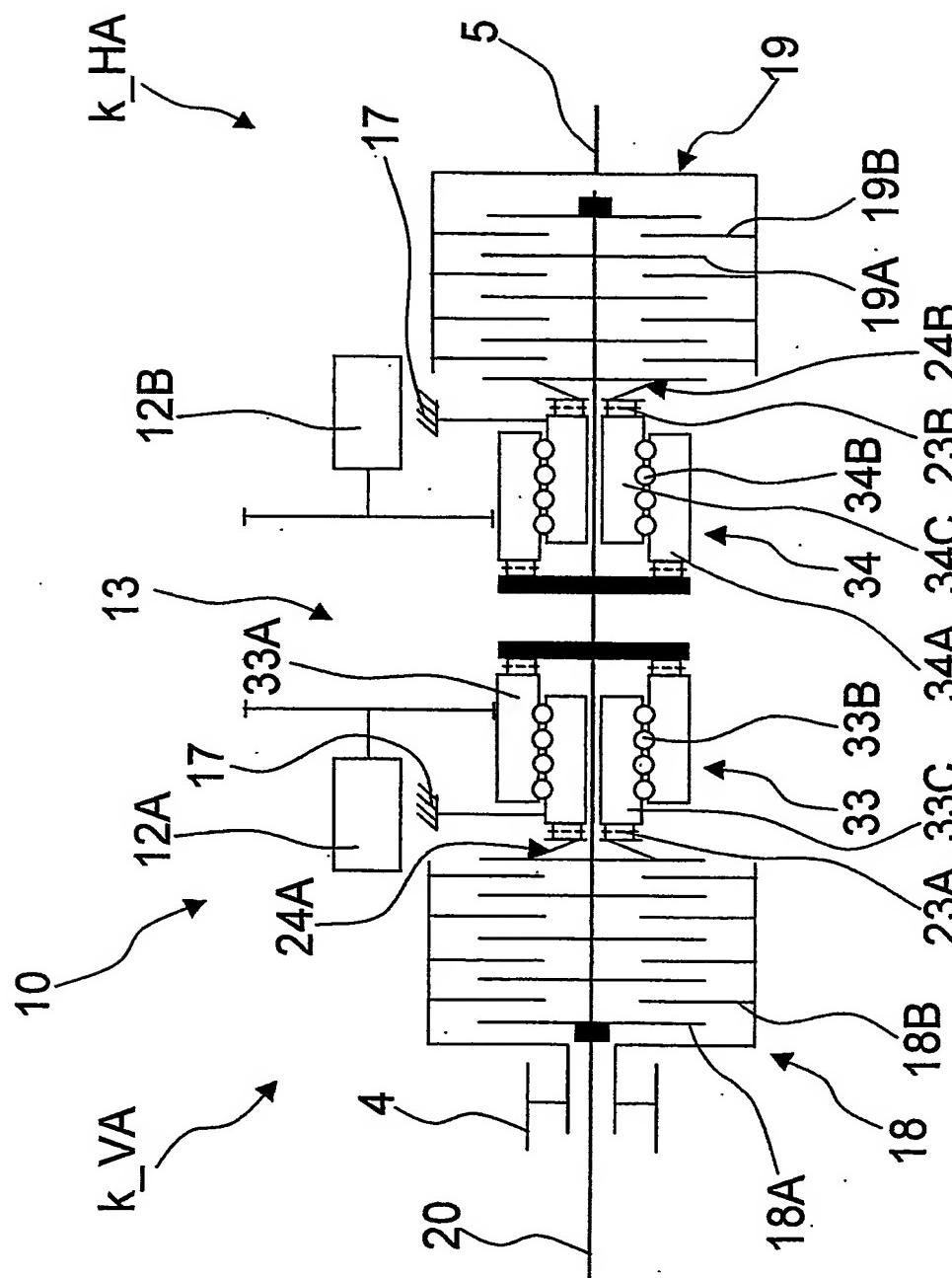


Fig. 7